№ 3. Warszawa, 25 marca 1933 r. Rok XI.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI.

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIUSA XI 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

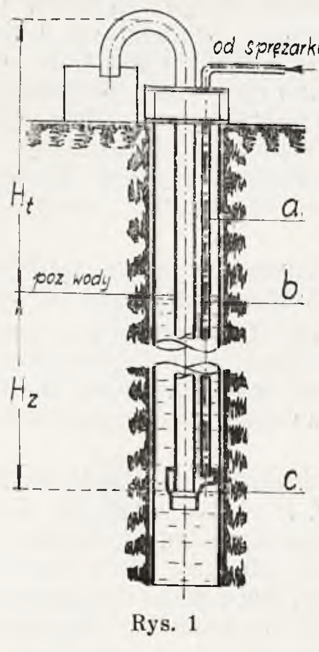
GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI OD 18 DO 20 i ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. J. KORASIEWICZ.

POMIAR WYDAJNOŚCI I SPRAWNOŚCI INSTALACJI MAMUTOWEJ.

Pompy mamutowe są urządzeniem starego typu, wychodzącem powoli z użycia pod coraz silniejszym naporem konkurencji pomp odśrodkowych z bezpośrednim napędem elektrycznym. W pewnych szczególnych warunkach mogą one jednak mieć rację zastosowania, a ponieważ opracowanie ich w literaturze jest bardzo słabe, może nie od rzeczy będzie przypomnieć pokrótce zasady ich działania.

Pompa składa się z dwóch rru: wodnej (*b*) i powietrznej (*a*). (Patrz rysunek 1). Obie sięgają do pewnej głębokości pod lustrem wody, zależnej od wysokości tłoczenia. W głębokości tej doprowadza się smokiem (*c*) do środka rury wodnej sprężone powietrze, które kuleczkami przeciskając się przez wodę, tworzy mieszaninę wody z powietrzem, o ciężarze właściwym mniejszym od ciężaru właściwego wody. Siłą wypychającą tę mieszaninę do góry rurą tłoczącą jest ciężar słupa wody poza rurą. Prawdopodobnie tworzą się też czasem, szczególnie w chwili uruchomienia, jakgdyby tłoki powietrzne, prące wodę przed sobą. Podnoszenie wody w rurze może dochodzić najwyżej do tego poziomu, w którym nastąpi równowaga dwóch słupów: wody z zewnątrz rury *b* (H_z) i mieszaniny wody z powietrzem wewnątrz rury ($H_z + H_t$). Z tego wynika zależność głębokości zanurzenia smoka powietrznego H_z od wysokości tłoczenia H_t. Stosunek $\frac{H_z}{H_t + H_z}$ teoretycznie równy stosunkowi odwrotnemu ciężarów właściwych wymienionych słupów, w praktyce waha się w granicach od $^1/_2$ do $^3/_5$. Ciśnienie sprężonego powietrza zależy od wielkości H_z. Zbytnie zwiększenie stosunku $\frac{H_z}{H_t}$ powoduje konieczność stosowania wyższego ciśnienia powietrza sprężonego, a zatem wymaga większej mocy od sprężarki. Wprawdzie wyższe ciśnienie sprężonego powietrza (czyli głębsze zanurzenie smoka) zwiększa wydajność pom-



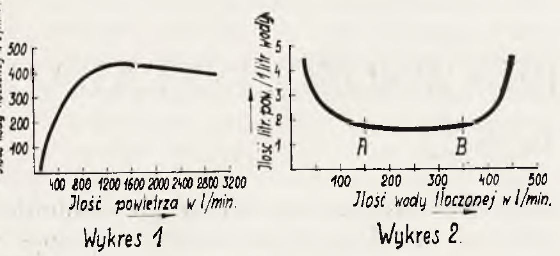
Rys. 1

py, jednakowoż nie w tym stopniu, w jakim zwiększa się moc sprężarki, czyli obniża się sprawność pompy. Tworzą się wtedy właśnie tłoki powietrzne w rurze tłoczącej (*b*) i zużywa się zbyt wiele powietrza. Za sprawność pompy mamutowej należy uważać stosunek mocy potrzebnej do podniesienia wody (Q H_t) do mocy indikowanej sprężarki.

Sprawność ta waha się w granicach od 15 do 45%. Dla uzyskania całkowitej sprawności pompy właściwie należy jeszcze wpro-

wadzić spółczynnik sprawności sprężarki i jej napędu. Jeżeli chodzi jednak o porównywanie różnych pomp, to wypada wyeliminować te współczynniki, które wahając się w dużych granicach, wpływają zmiennie na całkowitą sprawność instalacji.

Oprócz sprawności wielkością charakterystyczną, służącą do porównywania pomp przy gwarantowanej wydajności, lub do wyznaczania charakterystyki tej samej pompy przy różnych wydajnościach jest ilość m^3 powietrza o ciśnieniu atmosferycznem, przypadająca na 1 m^3 tłoczonej wody. Cyfra ta waha się w granicach od 2 do 6. Podaje ona sprawność pompy w innej skali, zmiennej dla każdej pompy.



Rys. 2

Szybkość przepływu wody w rurze tłoczącej powinna wynosić od 1 do 2,5 *m/sek.* Wyższe szybkości, dając duże opory, wpływają ujemnie na sprawność pompy. Wykres 1 podaje dla jednej pompy, jak wysoką można osiągnąć wydajność zwiększając ilość powietrza sprężonego. Wykres 2 zaś wskazuje, jaki zakres wydajności pompy jest ekonomiczny.

W danym wypadku wydajność pompy może się wahać w obszarze od *A* do *B*.

Zaletami tych pomp są: pewność ruchu, łatwość obsługi, małe koszty inwestycyjne ze względu na małą średnicę studni, wadami: niska sprawność oraz nasycenie wody powietrzem.

Opis instalacji badanej. Silnik elektryczny 30 *KM*, $n = 960$ *obr/min* napędza sprężarkę dwustopniową (średnice cylindrów 300 *mm* i 240 *mm*, skok 180 *mm*, obroty 290 *obr/min*, najwyższe dopuszczalne ciśnienie tłoczenia 10 *at*) zapomocą przekładni pasowej. Sprężone powietrze po przejściu przez zbiornik wyrównawczy, służący równocześnie za filtr i chłodnicę, napędza mamuta. Głębokość studni 166 *m*, średnica 250 *mm*, zanurzenie smoka 110 *m*, poziom wody 45 *m*, rury wodne 100 mm, rury powietrzne $1^1/_2$". Mamut podaje wodę do betonowego zbiornika o przekroju poziomym prostokątnym $3{,}67 \times 1{,}48$ *m*, skąd zabiera ją pompa odśrodkowa i tłoczy do wieżowego zbiornika z blachy.

Celem pomiaru było ustalenie wydajności i sprawności instalacji. Uzyskane wyniki pomiaru miały służyć jedynie do celów informacyjnych, z wyjątkiem wydajności mamuta, którą należało sprawdzić z cyfrą gwarantowaną 500 litrów wody na minutę. W prośbie o dokonanie pomiaru nie zaznaczono również, co należy rozumieć pod pojęciem sprawności instalacji, zostawiając w tym względzie wolną rękę rzeczoznawcy, przeprowadzającemu pomiar. Instalacja składała się zasadniczo z dwóch części: 1) zespołu: silnik elektryczny — sprężarka, 2) pompy mamutowej. Postanowiono określić sprawność zespołu silnik-sprężarka opierając się na normach *VDI.* Określenie jej miało znaczenie o tyle, że sprężone powietrze mogłoby być użyte do innych celów, niż do napędu pompy mamutowej.

Odróżnić należy następujące wielkości: mechaniczny spółczynnik sprawności zespołu silnik-sprężarka, czyli stosunek mocy indikowanej sprężarki do mocy silnika elektrycznego; miarodajną do oceny sprężarki jest ilość *kW* zużyta na sprężenie 1 m^3 ssanego powietrza do ciśnienia użytecznego; dla wydajności sprężarki miarodajnym jest ciężar dostarczanego powietrza. Ciężar ten obliczać można było w danych warunkach z objętości skokowej pierwszego stopnia, uwzględniając sprawność wolumetryczną. Temperaturą miarodajną jest średnia z temperatur powietrza i wody chłodzącej wlotowej, a ciśnieniem — ciśnienie atmosferyczne.

Całkowitą sprawność instalacji oznaczono stosunkiem mocy potrzebnej do podniesienia danej ilości wody na daną wysokość, do mocy silnika elektrycznego.

Właściwy pomiar składał się z dwóch części: 1) pomiaru sprawności całej instalacji i wydajności mamuta, 2) pomiaru samej sprężarki.

Przy pomiarze pierwszym mierzono: czas, moc na zaciskach motoru, ciśnienie w zbiorniku powietrznym i ilość wody. Ilość wody ustalano mierząc czas napełnienia zbiornika wieżowego, oraz ustalając różnicę poziomów wody na początku i na końcu pomiaru w betonowym zbiorniku pośredniczącym dla pewnej nadwyżki wody, jaka musiała powstać na początku, względnie na końcu pomiaru.

Na początku pomiaru uruchamiano sprężarkę i liczono czas od chwili wpływu wody do zbiornika betonowego, a następnie uruchamiano pompę odśrodkową, tłoczącą wodę na zbiornik.

W chwili napełnienia zbiornika wieżowego do przelewu, podawano z wieży sygnał świetlny, poczem momentalnie wyłączano motor elektryczny, napędzający pompę odśrodkową, a następnie odstawiano sprężarkę.

Niedokładność pomiaru wynikająca z napełnienia wodą pustych z początku rurociągów do zbiornika wieżowego mogła wynosić

do 0,15%. Pomiar dla kontroli przeprowadzano dwa razy.

Nadmienić należy, że ciśnienie powietrza w zbiorniku podczas pompowania utrzymywało się na tej samej wysokości.

Przy pomiarze drugim mierzono: moc na zaciskach motoru, obroty sprężarki, temperaturę ssanego powietrza, temperaturę wody chłodzącej, ciśnienie w zbiorniku powietrznym, oraz zdejmowano wykresy indikatorowe. Ciśnienie w zbiorniku powietrznym ustalano przez odpowiednie dławienie wylotu powietrza. Pomiar ten wykonano dla dwu ciśnień w zbiorniku: dla ciśnień około 6,3 *at* jako ciśnienia roboczego w czasie pompowania, oraz dla ciśnienia 10 *at*, jako maksymalnego dla badanej sprężarki.

Temperaturę wody chłodzącej mierzono jedynie dla orjentacji, czy warunki ruchu są ustalone. Ilości tej wody nie mierzono.

Wyniki pomiarów przedstawiają tabele.

Według oznaczeń na wstępie artykułu

$$H_z + H_t = 110\ m$$

$$H_t = 45\ m$$

$$\frac{H_t}{H_z + H_t} = 0{,}41 = {}^2/_5$$

$$\text{sprawność pompy} = \frac{0{,}232}{0{,}703} = 33\%$$

ilość m^3 powietrza ssanego na 1 m^3 wody = = 5,4.

Pomiar pierwszy.

		I	II	średnio
Czas pomiaru	*sek*	1749	1620	—
Moc motoru elektr.	*kW*	21,1	20,8	20,95
„ „ „	*KM*	28,7	27,3	28
Ciśnienie w zbiorniku pow.	*at*	6,35	6,3	6,325
Ogólna ilość wody	m^3	19,28	17,16	–
Ilość wody na godzinę	m^3/g	39,6	38,1	38,85
Całkowita sprawność instal.	%	—	—	23,2

Pomiar drugi.

stan barometru 749 *mm*

Ciśnienie w zbiorniku pow.	*at*	6,4	9,97
Czas pomiaru	*sek*	1080	600
Moc motoru elektr.	*kW*	22,35	25,6
„ „ „	*KM*	30,4	34,8
Obroty sprężarki	*obr/min*	295	292
Moc indikowana	KM_i	21,38	27,55
Temp. pow. ssanego	°C	9,5	11
Temper. wody chłodzącej wchodzącej	°C	10	10
Mechaniczna sprawność zespołu silnik-sprężarka	%	70,3	79,—
Wydajność sprężarki	*kg/g*	263	260
Ilość *kW* na 1 m^3 powietrza ssanego	kW/m^3	0,104	0,121

Inż Z. KLĘBOWSKI

UOGÓLNIONY WZÓR DLA DENKA TALERZOWEGO.

W artykułach dotyczących denek talerzowych [1]), podano wyrażenie wysiłku (W), które w danym przypadku jest, w przybliżeniu w obliczonem miejscu, równe naprężeniu południkowemu (σ_1).

$$W = \sim \sigma_1 = \sigma \,.\left\{1 + 0{,}05 \,.\frac{s}{r}\left[\frac{1\,.\,5}{\left(\frac{h}{D}\right)^2} + 2{,}5\right]\right\}; \quad (1)^{2)}$$

We wzorze tym σ oznacza naprężenie powłokowe

$$\sigma = \frac{pR}{2S} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (2)$$

Prawą stronę równości (1) można przedstawić jako sumę dwóch składników, a mianowicie:

$$\sigma_1 = \sigma + 0{,}05\,\sigma\,.\frac{s}{r}\cdot\left[\frac{1{,}5}{\left(\frac{h}{D}\right)^2} + 2{,}5\right]; \quad . \quad (1a)$$

Pierwszy składnik oznacza naprężenie powłokowe jednakowe w całej grubości ścianki, drugi — naprężenie pochodzące od zginania, panujące na powierzchni obliczanego miejsca. (Obliczanem miejscem w denku talerzowem jest punkt, znajdujący się na wypukłej powierzchni wygięcia uskutecznionego promieniem r, to jest punkt znajdujący się od wewnętrznej strony naczynia). Jak widzimy naprężenie zginające, (drugi składnik) jest również proporcjonalne do naprężenia powłokowego σ.

1) T. C. Nr. 8, 1932 r. str. 138 wzór 19a. Powołując się na ten artykuł, oznaczać go będziemy I.

2) Dokładniej byłoby:

$$\sigma_1 = \sigma \,.\left\{1 + 0{,}05\,B\,\frac{s}{r}\left[\frac{1{,}5}{\left(\frac{h}{D}\right)^2} + 2{,}5\right]\right\}; \text{ i}$$

$$W = A\,.\,\sigma\,.\left\{1 + 0{,}05\,B\,\frac{s}{r}\left[\frac{1{,}5}{\left(\frac{h}{D}\right)^2} + 2{,}5\right]\right\};$$

We wzorach tych dla metali plastycznych, jak stal kotłowa i miedź $A = \sqrt{1 + \mu^2} - \mu$, a dla żeliwa o przeciętnych własnościach $A = 1{,}1$. Natomiast dla każdego metalu $B = 0{,}625\,(2 - \mu - \mu^2)$. Dopiero przyjmując w przybliżeniu dla każdego metalu $A = 1$ i $B = 1$, otrzymaliśmy wzór (1). We wzorach tych wymiary w *cm*, ciśnienie i naprężenie w *kg/cm*^{2}.

W miarę tego jak $\frac{h}{D}$ zdąża do zera, σ zdąża do nieskończoności, a więc i naprężenie σ_1 według wzoru (1) dawałoby, (nawet po uwzględnieniu odkształcenia) wartość bardzo dużą, gdyż nawet przy uwzględnieniu $r = \infty$ pierwszy składnik $\sigma = \frac{pR}{2\,s}$ daje w omawianym przypadku bardzo dużą wartość.

Wiemy jednak skądinąd, iż odpowiednie naprężenie w płycie zamocowanej na obrzeżu jest:

$$\sigma_1 = \frac{3}{16}\cdot p\cdot\frac{D^2}{s^2}; \quad . \; . \; . \quad (3)$$

a odpowiadający mu wzór na wysiłek przy $\sigma_2 = \mu\,\sigma_1 = 0{,}3\,\sigma_1$ jest według hip. energji postaciowej następujący:

$$0{,}889\cdot\frac{3}{16}\cdot p\cdot\frac{D^2}{s^2} = k \quad . \; . \; . \quad (3a)$$

Chodzi tu mianowicie o uwzględnienie znacznej wyższości roli naprężeń zginających, jakie zachodzą w denkach bardzo płaskich w porównaniu z rolą naprężeń rozciągających. Naprężenia rozciągające; bowiem, odgrywają dominującą rolę tylko w denkach wyraźnie wypukłych.

To też wzór (1) nadaje się dla denek talerzowych o typowych kształtach charakteryzowanych stosunkiem $\frac{h}{D}$ znajdującym się naprzykład w granicach od $\frac{h}{D} = \frac{1}{2} \div \frac{1}{16}$. Dla denek bowiem o bardzo małym stosunku $\frac{h}{D}$ wzór (1) daje zbyt duże wartości dla grubości.

Dla wspomnianych granic $\frac{1}{2} > \frac{h}{D} > \frac{1}{16}$ wzór (1) może być zastąpiony wzorem następującym:

$$\sigma_1 = \sigma\,.\left\{1 + 0{,}05\,.\,\frac{s}{r}\,.\left[\frac{1{,}5\,.\,D^2}{(h + 0{,}2s)^2} + 2{,}5\right]\right\}; \quad (1b)$$

który w porównaniu z (1) uwzględnia w większym stopniu wpływ grubości blachy denka, zbliżającego się do płaskiego i unika wielkości

nieoznaczonej, jaką otrzymalibyśmy ze wzoru (1) przy $r = \infty$ i $h = 0$.

Zmiana wzoru (1) wzorem (1b) jest równoważna z uwzględnieniem w obliczeniu strzałki ugięcia $f = 0{,}2\,s$ dla płyty płaskiej. Jest to jak wiadomo, maksimalna strzałka ugięcia, przy której jeszcze wzory wyprowadzone dla płyty, są ważne (Timoszenko — Huber str. 284 § 152).

W artykule: II „Denko utworzone z czaszy kulistej, przymocowanej do sztywnego pierścienia stożkowego [1]", podano przybliżony wzór na obliczeniowe naprężenie południkowe.

$$\sigma_1 = \frac{p}{16} \cdot \left(6{,}62 \cdot \frac{h}{s} + 3 \cdot \frac{D}{s} \cdot \frac{D}{3h+s}\right) \quad . \quad (4)$$

Wzór ten uwzględnia wzajemną zmianę ról naprężenia powłokowego i zginającego w sferycznej części denka, przy przejściu od denka wybitnie wypukłego do bardzo płaskiego.

Przy $R = \infty$ t. j. $h = 0$ wzór (4) zamienia się we wzór (3).

Przy $R = h = \frac{D}{2}$ i przy uwzględnieniu, iż w omawianym przypadku wysiłek $W = \sigma_1 \sqrt{1 + \mu^2} - \mu$ otrzymujemy dla stali zlewnej $\mu = 0{,}3$

$$1{,}181 \cdot \frac{pD}{4S} = k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

jest to, zgodny z nowemi polskiemi przepisami o budowie kotłów, wzór do obliczenia półkulistego denka bez włazu [2]).

Jak wskazuje rys. 5 w artykule II wzór (4) daje dla zmiennych wartości h w dość szerokich granicach, gdyż od $h = \frac{D}{2} \div \frac{D}{16}$ wartości σ_1 praktycznie nie różnące się od naprężenia powłokowego (wzór 2) i dopiero od $h = \frac{D}{16}$ naprężenie σ_1 maleje w porównaniu z naprężeniem powłokowem, aby przy $h = 0$ zamiast wartości nieskończenie wielkiej, jaką przyjmuje naprężenie powłokowe, przyjąć wartość zgodną z prawą stroną równości (3).

Uwzględniwszy powyższe uwagi, chcąc uogólnić wzór (1) na przypadki, w których $\frac{h}{D}$ jest bardzo małe włącznie do przypadku $h = 0$, przedstawiamy go w postaci

$$\sigma_1 = \alpha\,(1 + b) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

[1]) *Techn. Ciepl.* Nr. 2, 1933, str. 27 wzór 15a. Powołując się na ten artykuł, oznaczać go będziemy: II.

[2]) *Dz. U. R. P.* Nr. 91 z dn. 23 grudnia 1930 r. 713 Rozp. M. P. i H. z dn. 8 listop. 1930 r. Rozdział VI § 11.

gdzie α odpowiada prawej stronie równości (4) natomiast b—prawej stronie równości (1b). Symbolicznie napisana równość (6) ma więc postać następującą:

$$\sigma_1 = \frac{p}{16}\left(6{,}62\,\frac{h}{S} + 3\,\frac{D}{S} \cdot \frac{D}{3h+s}\right) \cdot$$

$$\cdot \left\{1 + 0{,}05 \cdot \frac{s}{r} \cdot \left|\frac{1{,}5\,D^2}{(h+0{,}2\,S)^2} + 2{,}5\right|\right\} \quad . \quad . \quad (6a)$$

Jak to uwidoczniono w obu artykułach aby z wielkości σ_1 otrzymać wysiłek, należy w przypadku materjałów plastycznych σ_1 pomnożyć przez $\sqrt{1-\mu^2} + \mu$. Wyrażenie to dla $\mu = 0{,}3$ równe jest 0,889 dla $\mu = 0{,}34$ natomiast 0,88. To też przyjmując $\mu = 0{,}3$, lub $\sqrt{1-\mu^2} + \mu = 0{,}889$ popełniamy dla przypadku materjału, dla którego jest $\mu > 0{,}3$ nie mający znaczenia błąd na korzyść pewności.

Mnożąc obie strony równania (6a) przez $\sqrt{1-\mu^2} + \mu = 0{,}889$ i uskuteczniając możliwe uproszczenia (jak przy przejściu od wzoru 18 do 18a w artykule II) otrzymujemy:

$$W = \frac{p}{6.s}\left(2{,}21\,h + \frac{D^2}{3h+s}\right) \cdot$$

$$\cdot \left\{1 + 0{,}05 \cdot \frac{s}{r} \cdot \left[\frac{1{,}5\,D^2}{(h+0{,}2s)^2} + 2{,}5\right]\right\} \leqq k \quad (7)$$

W prawej stronie wyrażenia (6a), czynnik objęty nawiasami $\{\ \}$, daje dla denek talerzowych charakteryzowanych stosunkiem $\frac{h}{D}$ w granicach od $\frac{1}{2}$ do $\frac{1}{16}$ praktycznie takie same wartości, jak czynnik objęty takiemiż nawiasami w równości (1) gdyż wartość $0{,}2\,S$ zawsze jest mała w porównaniu z wartością h. Pozostały czynnik prawej strony wyrażenia (6a) jak widać rysunku 5 artykułu II dla denek tam omawianych — przy $\frac{1}{16} < \frac{h}{D} < \frac{1}{2}$ — praktycznie daje jednakowe wartości z naprężeniem powłokowem $\sigma = \frac{pR}{2\,s}$.

Powyższe wyjaśnienia ustalają, iż dla denek talerzowych, w których $\frac{1}{2} > \frac{h}{D} > \frac{1}{16}$ można wzór (1) zastąpić wzorem (6a) względnie (7).

W miarę tego, jednak, jak $\frac{h}{D}$ w równości (6a) i (7) spada poniżej $\frac{1}{16}$, dążąc do zera, r praktycznie wzrasta (wymagają tego warunki konstrukcyjne), dążąc do nieskończoności, czynnik ujęty w nawiasy $\{\ \}$ dąży więc do zera. Zważywszy, iż h wówczas zdąża do zera, widzimy, iż (6a) względnie (7) zamienia się na odpowiednie wyrażenia (3) względnie (3a) dla płyty.

Wyprowadzając wzór (7), stosowano wytężeniową „hipotezę energji odkształcenia postaciowego", miano więc na myśli przedewszystkiem metale plastyczne.

Stosując dla żeliwnego denka talerzowego w artykule I str. 129 — 130 „hipotezę zmiennej krańcowej energji odkształcenia objętościowo-postaciowego", otrzymaliśmy, iż obliczony wysiłek dla metali plastycznych, należy dla żeliwnego denka zwiększyć $\frac{1}{0{,}916} = 1{,}092$ razy, czyli o około $10^0/_0$. To też wzór (7) może być stosowany również i dla denek żeliwnych, o ile dopuszczalne naprężenie zostanie dla żeliwa odpowiednio zmniejszone a więc naprzykład z 350 do 320 lub lepiej, ze względu na panujące w tym denku naprężenie rozciągające prócz zginającego do 300 kg/cm^2.

Wzór (7) jest ogólniejszy od wzoru (1), może być więc we wszystkich przypadkach na równi z tym ostatnim używany. Ponieważ jednak wzór (7) w porównaniu z (1) jest bardziej złożony, zaleca się więc do obliczania denek talerzowych wypukłych dla $\frac{1}{2} > \frac{h}{D} > \frac{1}{16}$ posiłkowanie się wzorem (1), do obliczania zaś denek wybitnie płytkich, od $\frac{h}{D} = \frac{1}{16}$ do $\frac{h}{D} = 0$ wzorem 7.

Inż. Z. KLĘBOWSKI.

OBLICZENIE CIENKOŚCIENNEGO KOLANA RETORTOWEGO (REDUKCYJNEGO).

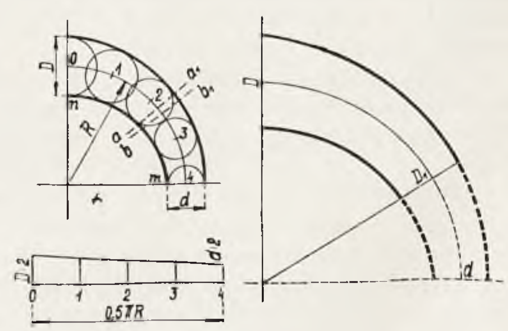
Pod normalnem kolanem retortowem (lub redukcyjnem) rozumieć będziemy rurę, której oś jest łukiem ćwiartki okręgu koła o promieniu R, a średnice zmieniają się w ten sposób, iż różnica $(D - d)$ największej i najmniejszej średnicy należących do obydwu końców kolana jest równomiernie rozłożona na całej długości osi kolana (rys. 1). Znaczy to, iż na odległości $\left(\frac{m}{n}\right)$ części całej długości od szerszego końca, średnica wynosi: $D - (D - d)\frac{m}{n}$[1].

Jeżeli oś kolana nie tworzy pełnej ćwiartki łuku, to większą średnicę przyjmować będziemy za D, w celu zaś znalezienia wartości mniejszej średnicy (d) odpowiedniego normalnego retortowego kolana, myślowo dopełniamy kolano od strony mniejszej średnicy do ćwiartki łuku (rys. 2).

Wychodzimy z równości

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{g} \quad . \ . \ . \ . \ . \ . \ (1)$$

σ_2 i r_1 — odpowiednie naprężenie w kg/cm^2 i promień krzywizny elementu w cm, odpowiadające przekrojowi płaszczyzną prostopadłą do osi kolana[1]).



Rys. 1 i 2

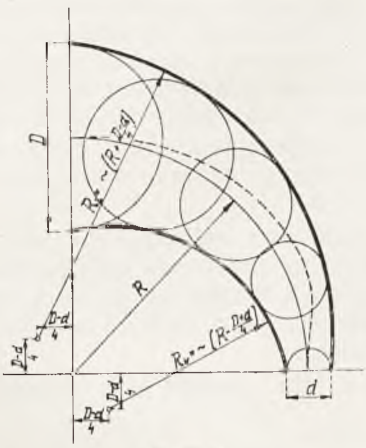
σ_1 i r_2 — te same wielkości w płaszczyźnie prostopadłej do poprzedniej p i g — ciśnienie w kg/cm^2 i grubość ścianki w cm.

Zmierzając do obejścia nasuwających się trudności przy uwzględnieniu r_2 wogóle, zwracamy uwagę, iż jedną z płaszczyzn, w której

[1]) Kolana ćwierćłukowe, których kształtowanie nieco odbiega od powyższej definicji, uważać będziemy za odpowiadające kolanu wyżej opisanemu, z mniejszem, lub większem przybliżeniem.

[1]) Promień r_1 nie leży w płaszczyźnie przekroju lecz zlewa się z tworzącą stożka, którego kształt jest zależny od ustosunkowania się wymiarów D, d i R.

leżą σ_2 i r_2 jest płaszczyzna symetrji (płaszczyzna rysunku). Korzystamy ponadto ze spostrzeżenia, iż w płaszczyźnie symetrji wewnętrzny promień R_W i zewnętrzny R_Z mogą być dla dużych granic charakterystyki kolana $\frac{D-d}{R}$ z niewielkiem błędem przyjęte jako stałe na całej długości kolana, przyczem środek krzywizny tych łuków otrzymuje się przez odpowiednią zmianę spółrzędnych środka krzywizny osi kolana o wielkości $\frac{D-d}{4}$, jak to widać na rys. 3.



Rys. 3

Łatwo ponadto zauważyć, iż dla małych wartości *(D — d)*,

$$R_W = R - \frac{D+d}{4}, \text{ a } R_Z = R + \frac{D+d}{4} \quad . \quad . \quad (2)$$

Dla przesadnie nawet ustosunkowanych wymiarów kształtowania jak na rys. 3 gdzie $\frac{D-d}{R} = 0{,}6$, wartości R_W i R_Z nie wiele odbiegają od wyżej podanych, osiągając:

$$R_W \simeq 1{,}05 \left(R - \frac{D+d}{4}\right) \text{ i}$$

$$R_Z \simeq 1{,}02 \,.\, \left(R + \frac{D+d}{4}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Dla jakiegokolwiek elementu klinowego plasterka) kolana mamy:

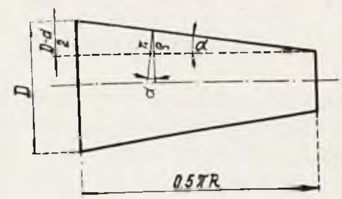
$$\left.\begin{array}{ll} \text{a) wewnętrzny punkt} & \frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{-R_W} = \frac{p}{g} \\ \text{b) boczny punkt} & \frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{\infty} = \frac{p}{g} \\ \text{c) zewnętrzny punkt} & \frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{R_Z} = \frac{p}{g} \end{array}\right\} \quad . \quad (4)$$

Oznaczenia promieni odnoszą się do ich wartości absolutnej.

W celu uproszczenia rozważań, rozpatrzymy bardzo krótki element kolana (rys. 1) ograniczony płaszczyznami aa_1 i bb_1 znajdującemi się od siebie w odległości nieskończenie małej, rozważając ten element, jako należący do stożka kołowego o podstawach mających średnice D i d, oraz o wysokości $h = $

$$= \frac{1}{4} \,.\, 2\pi \,.\, R = \frac{\pi R}{2}.$$

W tak określonym elemencie, wyrażamy r_1 w funkcji D, d, R i ρ (rys. 4) a mianowicie:



Rys. 4

$$\rho = r_1 \cos\alpha, \; r_1 = \frac{\rho}{\cos\alpha} = \rho \sqrt{1 + tg^2\alpha},$$

a ponieważ $tg\,\alpha = \frac{D-d}{\pi R}$ i $tg^2\alpha = \frac{(D-d)^2}{\pi^2 R^2}$,

$$\text{to } r_1 = \rho \sqrt{1 + \frac{(D-d)^2}{\pi^2 R^2}} \quad . \quad . \quad (5)$$

To też bez uwzględnienia wpływu zamocowań końców kolana mamy:

$$\sigma_2 = \frac{r_1\, p}{2g} = \frac{\rho \sqrt{1 + \frac{(D-d)^2}{\pi^2 R^2}}}{2g} \,.\, p \quad . \quad (6)$$

jednakowe na całym obwodzie przekroju.

Budzące się na pierwszy rzut oka wątpliwości, czy w rzeczywistości naprężenie σ_2 będzie jednakowe na całym obwodzie przekroju, chociaż nieuwzględniać działania momentów zamocowania końców, usuwa Drang und Zwang A. i L. Föppl'ów II część wyd. 2-gie str. 8, wzory (7), gdzie otrzymano jednakowe naprężenia na całym obwodzie (prostopadłego do osi krzywej) przekroju pierścieniowego naczynia, o przekroju kołowym.

Założymy, iż warunki zamocowania końcowych przekrojów kolana, są takie że pozwalają na to, aby oś kolana po odkształceniu pozostała również łukiem koła, zmieniając się tak, jak oś naczynia w kształcie całkowitego pierścienia, o przekroju kołowym rozpatrywanego w cytowanej pracy Föppl'ów.

Przy takiem założeniu, odpada kwestja uwzględnienia odkształcenia kolana jako całości. Zakładamy ponadto, iż kolano należy traktować jako naczynie na końcach zamknięte.

Dopuszczalność takich założeń i wpływ ich na pewność obliczenia, zostaną omówione niżej.

Kombinując równości (1) i (6) otrzymujemy:

$$\sigma_1 = r_1 \left(\frac{p}{g} - \frac{\sigma_2}{r_2}\right) \quad . \ . \ . \ . \ (7)$$

Wobec czego równości (4) dla punktów a) b) i c) przedstawią się:

$$\left.\begin{array}{ll} \text{a)} & \sigma_1 = \dfrac{pr_1}{2g}\left(2 + \dfrac{r_1}{R_W}\right); \ \sigma_2 = \dfrac{pr_1}{2g} \\ \text{b)} & \sigma_1 = \dfrac{pr_1}{g}; \ \sigma_2 = \dfrac{pr_1}{2g} \\ \text{c)} & \sigma_1 = \dfrac{pr_1}{2g}\left(2 - \dfrac{r_1}{R_Z}\right); \ \sigma_2 = \dfrac{pr_1}{2g} \end{array}\right| \quad . \ . \ (8)$$

Można dowieść, o czem się tymczasem tylko wspomina, iż w dwuwymiarowym stanie napięcia, przy jednakowych znakach naprężeń głównych, wysiłek według hipotezy energji postaciowej jest najmniejszy przy stałem większem naprężeniu głównem σ_1, jeżeli drugie naprężenie główne (σ_2) jest od niego dwa razy mniejsze $\sigma_2 = 0{,}5\,\sigma_1$ przyczem w miarę tego jak mniejsze naprężenie wzrasta, lub maleje, wysiłek zwiększa się symetrycznie, osiągając maksimum przy $\sigma_2 = 0$ i $\sigma_2 = \sigma_1$. Ustosunkowanie się więc napięć w przypadku płaszcza kotła jest najkorzystniejsze, a w przypadku dna kulistego najniekorzystniejsze z pośród wszystkich przypadków dwuwymiarowego stanu napięcia, w których największe naprężenie σ_1 jest jednakowe.

W przypadku jednakowych znaków przy σ_1 i σ_2 wysiłek waha się od $W = \sqrt{0{,}75}\ \sigma_1$ (przy $\sigma_2 = 0{,}5\ \sigma_1$) do $W = \sigma_1$ (przy $\sigma_2 = \sigma_1$ lub $\sigma_1 = 0$. W przypadku naprężeń głównych o różnych znakach $\pm \sigma_1$, $\mp \sigma_2$, optimalne, ze względu na wysiłek, ustosunkowanie się naprężeń głównych, zachodzi przy wartości zero mniejszego co do wartości absolutnej naprężenia, najgorsze zaś warunki zachodzą, jeżeli obydwa naprężenia mają absolutne wartości jednakowe.

W przypadku różnych znaków przy σ_1 i σ_2 wysiłek waha się od $W = \sigma_1$ (przy $\sigma_2 = 0$) do $W = \sqrt{3}\ \sigma_1$ (przy wartościach absolutnych $\sigma_2 = \sigma_1$).

Stąd bezpośrednio wyciągamy wniosek, iż przy stałem głównem mniejszem naprężeniu w przypadkach a), b) i c), wysiłek jest największy w tym przypadku, w którym pozostałe (większe) naprężenie główne jest największe, a więc w przypadku a).

Przypadek a) jest również najbardziej niekorzystny w porównaniu z pośredniemi przypadkami, którym odpowiadają promienie r_2 o wartości znajdującej się pomiędzy R_W i ∞ oraz ∞ i R_Z.

Teraz widzimy, iż zaniedbanie wpływu umocowania końców kolana na obliczenie nie jest ryzykowne, ze względu na to, iż obliczeniu podlega punkt n (rys. 1). Dzięki odkształceniu kolana z utwierdzonemi mniej lub więcej sztywnie końcami, cieńszy koniec — bezpieczniejszy, nie pogl͏egający obliczeniu, odkształcać się będzie więcej, niż grubszy koniec, to też obliczony wysiłek w punkcie n zmieni się nieznacznie (prawdopodobnie w kierunku zmniejszenia), natomiast wysiłek w punkcie m (rys. 1), a więc wysiłek mniejszy, wzrośnie w większym stopniu, dzięki odkształceniu osi kolana, przesadnie wskazanemu punktami na rys. 3.

Ponieważ dwa cylindryczne aparaty, które łączy kolano retortowe są opatrzone dnami i, mogą się odkształcać osiowo, to kolano należy obliczać, jako będące z obydwu końców zamknięte.

To też dla punktu n w przekroju, dla którego $\rho = \dfrac{D}{2}$ (rys. 1) jako dla najniebezpieczniejszego miejsca, mamy (wzory 5, 6, 8 rys. 3).

$$\sigma_1 = \frac{p}{2g} \cdot \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 + \frac{(D-d)^2}{\pi^2 R^2}} \cdot$$

$$\cdot \left[2 + \frac{D}{2} \cdot \sqrt{1 + \frac{(D-d)^2}{\pi^2 R^2}} \cdot \frac{4}{4R-(D-d)}\right],$$

albo przyjmując $\pi^2 = \sim 10$ i upraszczając nieco otrzymujemy:

$$\left.\begin{array}{l} \sigma_1 = \dfrac{pD}{4g} \cdot \sqrt{1 + \dfrac{(D-d)^2}{10\ R^2}} \cdot \\ \cdot \left[2 + \dfrac{2D}{4R-(D+d)} \sqrt{1 + \dfrac{(D-d)^2}{10\ R^2}}\right] \\ \sigma_2 = \dfrac{pD}{4g} \cdot \sqrt{1 + \dfrac{(D-d)^2}{10\ R^2}} \end{array}\right| \quad . \ (9)$$

Formując z naprężeń (9) warunek wytrzymałościowy

$$\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2 = k^2 \quad . \ . \ . \ (10)$$

otrzymujemy:

$$\left(\frac{pD}{4g}\right)^2 \cdot \left[1 + \frac{(D-d)^2}{10\,R^2}\right] \left\{ \left[2 + \frac{2D}{4R-(D+d)}\right] \cdot \right.$$

$$\cdot \sqrt{1 + \frac{(D-d)^2}{10\,R^2}}\,\Bigg]^2 + 1 - \left[2 + \frac{2D}{4R-(D+d)}\right] \cdot$$

$$\left. \cdot \sqrt{1 + \frac{(D-d)^2}{10\,R^2}}\,\right] \right\} = k^2 \quad . \quad (11)$$

Jeżeli zwrócimy uwagę, iż wielkość $\frac{(D-d)^2}{10\,R^2}$ jest zawsze małym ułamkiem w porównaniu z jednością, to opuszczając ją, otrzymujemy:

$$\frac{pD}{4g} \sqrt{\left[2 + \frac{2D}{4R-(D+d)}\right]^2 - \left[2 + \frac{2D}{4R-(D+d)}\right] + 1} = k \quad . \; . \; . \; . \quad (11a)$$

lub w ostatecznej postaci

$$\frac{pD}{4g} \cdot \sqrt{\left[2 + \frac{D}{2R-0{,}5\,(D+d)}\right]^2 - \left[2 + \frac{D}{2R-0{,}5\,(D+d)}\right] + 1} = k \quad . \; . \quad (12)$$

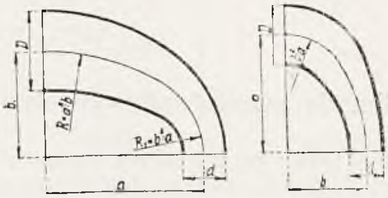
W przypadku $R = \infty$ otrzymujemy jak dla cylindrycznej powierzchni $\frac{pD\sqrt{3}}{4g} = k$, a gdybyśmy nie upraszczali i zamiast D brali $\frac{D}{\cos\alpha}$ (otrzymaliśmy rezultat, jak dla stożka zgodnie z wzorem (11).

UWAGA. 1) W przypadku kolana (rys. 5) należy we wzorze (12) wstawić $R = \frac{a^2}{b}$ a w przypadku kolana rys. 6 wstawić $R = \frac{b}{a^2}$. Wypływa to bezpośrednio z ogólnego wyrażenia dla promienia krzywizny elipsy

$$\rho = a^2\, b^2 \left(\frac{x^2}{a^4} + \frac{y^2}{b^4}\right)^{\frac{3}{2}}$$

2) w przypadku (rys. 5) należy również sprawdzić wytrzymałość w cieńszym końcu kolana, gdzie $R_1 = b^2$: a biorąc pod uwagę d d zamiast D, wreszcie,

3) z równań (8) widać, iż szwy podłużne należy wykonywać na grzbiecie kolana retortowego, a nie od strony przeciwnej.



Rys. 5 i 6

Przykład obliczenia.

Kolano retortowe łączy dwa aparaty, z których jeden posiada $D = 100$ *cm* drugi zaś $\varnothing = 75$ *cm*, pracujące pod ciśnieniem 15 *atn.* Aparaty te są względem siebie nachylone pod 45°. Oś kolana jest łukiem okręgu koła o promieniu 200 *cm* grubość blachy wynosi 1 *cm* dopuszczalne naprężenie materjału 800 kg/cm^2 osłabienia w szwach nie uwzględniamy.

Rozwiązanie.

$$D = 100 \; cm$$

$$d = 100 - (100 - 75)\,\frac{90^0}{45^0} = 50 \; cm$$

$$0{,}5\,(D + d) = 75 \; cm$$

$$\left[2 + \frac{D}{2R-0{,}5(D+d)}\right] = 2{,}315; \; 2{,}315^2 = 5{,}35$$

Lewa strona równości (12) czyli wysiłek będzie:

$$25 \,.\, 15 \,.\, \sqrt{5{,}35 - 2{,}315 + 1} = \sim 2 \,.\, 25 \,.\, 15 = 750 \; kg$$

co wynosi mniej, niż dopuszczalne naprężenie $k = 800 \; kg/cm^2$.

Walczak o średnicy $\varnothing$ 100 *cm* i grubości 1 *cm* bez szwu, według użytej tu hipotezy energji odkształcenia postaciowego, posiadałby wysiłek:

$$W = \frac{p\,D}{2{,}3\,.\,s} = \frac{15\,.\,100}{2{,}3\,.\,1} = 652 \; kg/cm^2.$$

Inż. R. W. MÜLLER.

OBLICZENIE ŻELAZNEGO SZKIELETU OBMURZA KOTŁA.

(Por. *Technika Cieplna*, str. 23, r. 1933).

P. Obliczenie wypadkowych momentów i sił.

Znając teraz rzeczywiste przemieszczenia poprzecznych belek kondygnacji, otrzymujemy łatwo końcowe momenty i siły przez proste nałożenie na szybie (superpozycję) czterech przypadków odkształcenia, przyczem przyczyną odkształcenia nie jest już dowolnie przyjęte stałe przemieszczenie jednakowe dla wszystkich belek poprzecznych, lecz wartość zgodna z α, β, i γ przynależna do odpowiedniej belki poprzecznej. Wspomniane 4 przypadki są następujące:

0) Przyczyna odkształcenia = obciążenie $P - H$ z przesunięciami końców belki poprzecznej:

$$V_1 = 0, \quad V_2 = 0, \quad V_3 = 0$$

1) Przyczyna odkształcenia = α razy 1) przesunięcie belki poprzecznej:

$$V_1 = \alpha \Delta_1, \quad V_2 = 0, \quad V_3 = 0$$

2) przyczyna odkształcenia = β razy 2) przesunięcie belki poprzecznej:

$$V_1 = 0, \quad V_2 = \beta \Delta_2, \quad V_3 = 0$$

3) przyczyna odkształcenia = γ razy 3) przesunięcie belki poprzecznej:

$$V_1 = 0, \quad V_2 = 0, \quad V_3 = \gamma \Delta_3$$

Stąd wyprowadza się momenty końcowe:

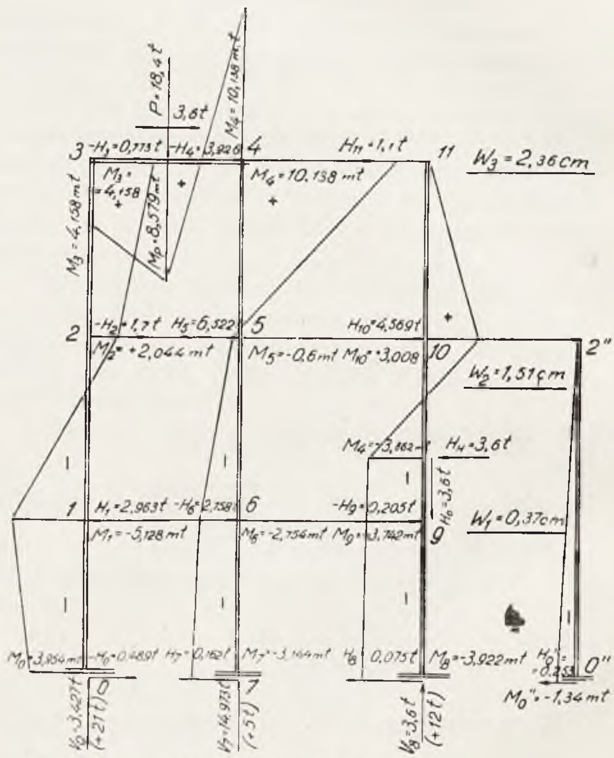
$$M_x = M_{xo} + \alpha M_{x1} + \beta M_{x2} + \gamma M_{x3} \qquad (30)$$

Wartości M_{xy} należy wziąć z tablicy 5 i 7, siły poprzecznych belek z tablicy 6 i 8

$$H_x = H_{xo} + \alpha H_{x1} + \beta H_{x2} + \gamma H_{x3} \qquad (31)$$

Wszystkie znalezione wartości z równań 30 i 31 są zawarte w tablicy 9[1]). Ostatnia kolumna zawiera szukane końcowe momenty w *tm* i siły w *t*. Wypada jeszcze dodać, że pionowe siły *V* szkieletu *a b c* znajduje się traktując poprzeczną belkę (rozporę) 3, 4 jako belkę prostą.

Gdy siły i momenty na końcach słupa są znane, można także sporządzić wykres momentów. Podaje go rys. 15.



Rys. 15

Q. Naprężenia w szkielecie.

Ostatnia tablica 10 daje wskazówki odnośnie najbardziej obciążonych części szkieletu. Każdy profil jest wogóle poddany zginaniu i ściskaniu lub rozciąganiu.

TABLICA 10. Naprężenia szkieletu.

Najwyższe naprężenie w połączeniu		*a*	*b*	*c*	*d*	*d'*	*e*
W punkcie węzł.		1	4	4	8	10	0''
Zginanie σ_b	*kg/cm²*	600	950	1530	495	475	305
Ściskanie σ_d	*kg/cm²*	55	35	230	55	—	—
Ciśnienie obmurza	*kg/cm²*	325	—	80	185	30	—
Spadek $\sigma_k - \sigma_d$	*kg/cm²*	5	—	5	5	—	—
Całkowite $\sigma =$	*kg/cm²*	985	985	1845	740	505	305

[1]) Por. tabela 9, str. 43.

TABLICA 9. Zestawienie końcowych momentów i sił dla $P + \rightarrow H = 18{,}4 + \rightarrow 3{,}6$ *t*.

	$\Delta_0 = 0$	$+ V_1 = \alpha\,\Delta_1$	$+ V_2 = \beta\,\Delta_2$	$+ V_3 = \gamma\,\Delta_3$	$= \Sigma$	
M_0	+ 0,1168	— 9,6690	+ 8,7726	— 3,1742	— 3,9538	*tm*
M_1	— 0,3165	+ 10,3549	— 23,7660	+ 8,5992	— 5,1284	"
M_2	+ 1,0602	— 5,8912	+ 35,6788	— 28,8043	+ 2,0435	"
M_3	— 4,0329	+ 1,7928	— 25,8526	+ 32,2500	+ 4,1583	"
M_4	— 3,1423	— 1,5419	+ 22,0761	— 27,5302	— 10,1383	"
M_5	— 0,8266	— 4,0488	+ 25,0308	— 20,7557	— 0,6003	"
M_6	+ 0,2490	+ 7,0739	— 16,3279	+ 6,2512	— 2,7538	"
M_7	— 0,1008	— 7,1208	+ 6,6077	— 2,5298	— 3,1437	"
M_8	— 0,3799	— 8,7721	+ 7,1085	— 1,8785	— 3,9220	"
M_9	+ 0,9988	+ 9,0092	— 18,6894	+ 4,9390	+ 3,7424	"
M_{10}	+ 0,4690	— 4,4142	+ 25,4508	— 16,4978	+ 3,0078	"
M_0''	0	0	— 1,3395	0	— 1,3395	"
M_p					+ 8,5785	*tm*
M_H					— 3,8624	"
H_0	— 0,1806	+ 8,3433	— 13,5578	+ 4,9056	— 0,4894	*t*
H_1	+ 0,6553	— 13,9454	+ 34,0560	— 17,8033	+ 2,9625	"
H_2	— 2,3369	+ 8,4120	— 42,9959	+ 35,2210	— 1,6998	"
H_3	+ 1,8622	— 2,8099	+ 22,4977	— 22,3233	— 0,7733	"
H_4	— 1,4511	— 2,0441	+ 17,2237	— 17,6548	— 3,9263	"
H_5	+ 5,1600	+ 5,8795	— 31,4853	+ 26,9675	+ 6,5217	"
H_6	— 3,8546	— 9,7499	+ 23,8183	— 12,9714	— 2,7576	"
H_7	+ 0,1457	+ 5,9145	— 9,5566	+ 3,6587	+ 0,1623	"
H_8	+ 0,5744	+ 7,4088	— 10,7491	+ 2,8406	+ 0,0747	"
H_9	— 3,2150	— 12,0376	+ 25,2802	— 10,2326	— 0,2050	"
H_{10}	— 1,1309	+ 6,2427	— 23,1054	+ 13,4241	— 4,5695	"
H_{11}	+ 0,1715	— 1,6140	+ 8,5743	— 6,0321	+ 1,0997	"
H_0''	0	0	+ 0,2527	0	+ 0,2527	"
H_2''	0	0	— 0,2527	0	— 0,2527	"
V_0	+ 9,4058	— 1,3133	+ 18,8695	— 23,5355	+ 3,4265	*t*
V_7	+ 8,9942	+ 1,3133	— 18,8695	+ 23,5355	+ 14,9735	"
V_8	+ 3,6000				+ 3,6000	"

Przy określaniu największego dopuszczalnego obciążenia trzeba uwzględnić, że sam szkielet bez współdziałania obmurza nie będzie narażony na pełne obciążenie. Podczas normalnego stanu montażu, obciążenie zmniejsza się z $P = 22\,t$ do $P = 12{,}65\,t$. Największe naprężenie w węźle 4 słupa C zmniejsza się do $\sigma_4 = 1020\ kg/cm^2$. Gdy obmurze kotła już jest wykonane i mury spełniają rolę zastrzałów, niema już obawy o bezpieczeństwo konstrukcji nawet gdyby obliczenie wykazało, że największe obciążenie przekroczyło granicę plastyczności materjału. Albowiem przyjęcie, że obmurze między dźwigarami jest nieczynne, nie odpowiada rzeczywistości i jest zbyt niekorzystne.

R. Obciążenie fundamentu betonowego.

Każda stopa wskutek zabetonowania ma do zniesienia nietylko ciśnienie lecz także moment zginający. Przy najbardziej obciążonej podstawie *a* która według rys. 5 posiada moduł wytrzymałości

$$W_F = \frac{n \,.\, m^2}{6} = \frac{45 \,.\, 65^2}{6} = 31687\ cm^3$$

wywołuje ciśnienie skrajne:

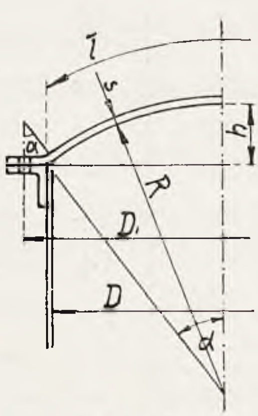
$$\sigma \begin{matrix} max \\ min \end{matrix} = \frac{V_0}{F_F} \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \frac{M_0}{W_F} = \frac{24{,}427}{45 \,.\, 65} \begin{matrix} + \\ - \end{matrix} \frac{3{,}954 \,.\, 10^5}{31687} = \begin{matrix} 20{,}8\ kg/cm^2 \text{ ciśn.} \\ 4{,}1\ kg/cm^2 \text{ rozciąganie.} \end{matrix}$$

Ciągnienia w podstawie są przejęte przez obie śruby fundamentu.

POLEMIKA.

W sprawie obliczenia denek talerzowych z blachy kotłowej.

Artykuł inż. Z. Klębowskiego p. t. „Wzór na przybliżone obliczenie denka talerzowego, wykonanego z bl. kotłowej lub ze stali lanej" w Nr. 8 *Techniki Cieplnej* z r. 1932 zawiera rozważenie i obliczenie dodatkowego naprężenia w połączeniu sferycznej części (wyoblenia) z płaskim kołnierzem denka, umocowanego do sztywnego pierścienia (kątowego) rys. 1 — z wyłączeniem zginania płaskiego kołnierza i zwiększenia średnicy denka, przyczem obliczenie naprężenia



Rys. I

na skutek odkształcenia sferycznej części denka (zmiany długości łuku l i kąta α) opiera się na założeniach, że:

1) jednostkowa zmiana długości łuku l jest średnią arytmetyczną wydłużeń w wierzchołku i obrzeżu od sferycznej części,

2) wywołanie tem odkształceniem naprężenie w obrzeżu

$$\sigma' = E\ \frac{\Delta \alpha}{\alpha} \cdot \frac{s}{2\,r}\text{, gdzie}$$

$\Delta\,\alpha$ — zmiana kąta wyoblenia (o promieniu r) denka o grubości s. Założenie te należy uważać za grube przybliżenie dla denek sferycznych.

Przy oznaczeniach:

R — promień kulistej części denka,
D — jego średnica,
S — grubość
r — promień wyoblenia (na połączeniu części kulistej z płaskim kołnierzem),
D_1 — średnica koła na połączeniu wyoblenia z płaskim pierścieniem kątowym, —

otrzymuje się ostateczny wzór dla obliczenia denka

$0\,.\,9\,\sigma_1 \leqq$ dop. naprężenia K, gdzie

$$\sigma_1 = \sigma + \sigma' = \sigma \left[1 + 0{,}05\ s/r \cdot \left[\frac{1{,}5}{\left(\frac{h}{D}\right)^2} + 2{,}5 \right] \right]$$

$\sigma = \dfrac{p\ R}{2\,s}$ — zasadnicze rozciągające naprężenie w kulistej części denka,

σ' — dodatkowe naprężenie od zginania wskutek zmiany $\Delta\alpha$ kąta α, dającej ogólne rozciągające naprężenie,

$\sigma_1 = \sigma + \sigma'$ w wewnętrznej krawędzi połączenia wyoblenia z kołnierzem denka.

Artykuł nie zawiera jednak granic i wypadków stosowania tego obliczenia w zależności od rodzaju i sposobu umocowania denka.

Należałoby zbadać stosunek σ do σ'.

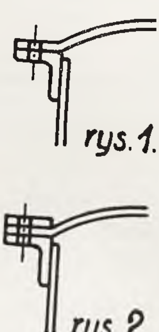
Dla zwykle używanych denek $R = 0.75$ do $1{,}25\ D$.

$$\frac{s}{r} = \frac{1}{5}$$

Dla $R = 0{,}75\ D$; $h : D = 0{,}2$; $(h : D)^2 = 0.04$;
$\sigma' = 0.425\ \sigma$;
„ $= D$; $h . D = 0.134$; $(h : D)^2 = 0.018$;
$\sigma' = 0.825\ \sigma$;
„ $= 1{,}25\ D$; $h : D = 0.1$; $(h : D)^2 = 0{,}01$;
$\sigma' = 1.525\ \sigma$;

Z powyższego wynika, że wartości σ', bardzo znaczne w stosunku do σ, należałoby uwzględnić przy obliczeniu denka.

Tego rodzaju obliczenie należałoby stosować przy połączeniu denka z pierścieniem nie pg. Rys. 1 (jak zaznaczono w artykule w przykładzie obliczenia denka), lecz pg. rys. 2 a więc zapomocą nałożonego na płaski kołnierza pierścienia, eliminującego całkowicie wyginanie płaskiego kołnierza denka. Takie połączenie nie jest jednak stosowane do denek żelaznych i stanowi wyjątek. Połączenie ich z pierścieniem kątowym na nity lub śruby — z zastosowaniem uszczelnienia wymaga płaskiego kołnierza zginanego — z naprężeniem, przekraczającem wielokrotnie zasadnicze naprężenie kulistej części denka.



Rys. 1 i 2

Naprężenie to oblicza się pg. następującego wzoru (rys. 3) ciśnienie na jednostkę obwodu denka

$$\tau_2 . s = \frac{\pi D^2}{4 \pi D} \cdot p = \frac{p . D}{4}, \text{ gdzie } \tau_2 \text{ — ścinające}$$

naprężenie w obrzeżu denka;

moment zginający w A:

$$\frac{p\ D}{4}\left(\frac{D_1 - D}{2} - b\right) = w . \sigma_1' = \frac{s^2}{6} \cdot \sigma_1', \text{ gdzie}$$

w — jednostkowy moment wytrzymałości kołnierza denka.

$$\sigma_1' = \frac{p . D}{4} \cdot \frac{6}{s\,2} \cdot a = \frac{p . D}{2\,s} \cdot a . 3\ \frac{a}{s} =$$

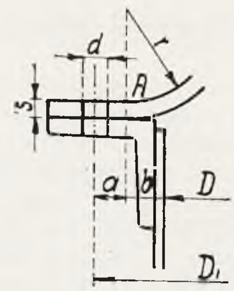
$$= \frac{p . R}{2\,s} \cdot \frac{3\,D}{R} \cdot \frac{a}{s} = \frac{3\,D}{R} \cdot \frac{a}{s} \cdot \sigma$$

Z uwzględnieniem poprzednich naprężeń w A

$$\sigma_1 = \sigma + \sigma' + \sigma_1' =$$

$$= \sigma \left[1 - 0{,}05\ \frac{s}{r} \left(\frac{1{,}5}{\left(\frac{h}{D}\right)^2} + 2{,}5 \right) + \frac{3\,D}{R} \cdot \frac{a}{s} \right]$$

σ_1 — rozciągające naprężenie w zewnętrznej krawędzi, dla której σ^1 ma ujemną wartość.



Rys. 3

Odległość a ze względu na śruby średnicy d, nity i ew. uszczelnienie wynosi 1,5 d do 2 d, a w pewnych wypadkach nawet 2,5 d, $s = {}^3/_4\ d$;

$\frac{D}{R} = {}^4/_3$, 1 do ${}^4/_5$. Dla tych danych ostatni wyraz

$\frac{3\,D}{R} \cdot \frac{a}{s}$ wzoru otrzymuje następujące wartości:

a	$= 1{,}5\ d$	$2\ d$	$2{,}5\ d$
$\frac{D}{R}$	$= {}^4/_5$; 5	6.4	8
„	= 1; 6	8	10
„	$= {}^4/_3$; 8	10	13

Pow. zestawienie wykazuje, że σ_1' jest wielokrotnie większe od σ i daje w zewnętrznej krawędzi A og. rozciągające naprężenie $\sigma + \sigma_1' = (1 + 5)\ \sigma$ do $(1 + 13)\ \sigma$, miarodajne dla obliczenia grubości denka

Jedynie dla płytkich denek $\frac{D}{R} = {}^4/_5$ og. naprężenie, wynoszące $(1 + 5)\ \sigma$ do $(1 + 8)\ \sigma$, zmniejsza się wskutek odkształcenia denka pg. poprzedniego obliczenia o $\sigma' = -\ 1{,}525\ \sigma$ t. j. o ${}^1/_4$ do ${}^1/_6$.

Dla denek bardziej wypukłych $\frac{D}{R} = 1$ do ${}^4/_3$ zmniejszenie naprężenia $\sigma + \sigma_1' = 7\ \sigma$ do $14\ \sigma$ wynosi tylko $\sigma' = -\ 0{,}825$ do $-\ 0{,}425\ \sigma$ t. j. 12% do 3%. Dlatego przy obliczeniu tego rodzaju denek nie należałoby uwzględniać pow. dodatkowego naprężenia σ' ze względu na jego nieznaczną i niepewną (tylko przybliżoną) wartość i charakter, zmniejszający zasadnicze naprężenie, jak również ze względu na to, że zasadnicze naprężenie wzrasta w wyobleniu denka w stopniu, nie dającem się określić ściśle rachunkowo.

Denka więc należy obliczać pg. wzoru

$$\sigma_1 = \sigma \left(1 + \frac{3D}{R} \cdot \frac{a}{s}\right),$$ przyczem $0{,}9\,\sigma_1 \lesseqgtr$ dop. napr. K kg/cm^2.

W razie zakleszczenia denka na obwodzie koła śrub wzgl. nitów zginający moment w A może być zmniejszony do 60%, przyczem obciążenie śrub będzie 1,5 raza większe, aniżeli wskutek obciążenia p kg/cm^2 denka.

J. Watten

Odpowiedź autora.

Mogące się słusznie nastręczyć uwagi, w rzeczowej formie, jasno podane przez Szanownego Krytyka, wymagają dania z mojej strony następujących wyjaśnień.

Rozpatrywałem wyłącznie przypadek, w którym sposób umocowania kołnierza denka na półce kątownika, wyklucza odginanie się kołnierza. Miałem więc na myśli konstrukcję pokazaną na szkicu, 2) (według oznaczeń Szan. Krytyka), lub inną, podobny wpływ na kołnierz wywierającą, co wyraźnie zostało we wstępie mego artykułu zaznaczone, a czego jednak nie powtórzyłem, rozpatrując przykład. W celu uniknięcia nieporozumień, powinienem był to, jak się okazuje, podkreślić.

Dodam, iż omawiany artykuł, jest wyciągiem z obszernego mego referatu, w którym zaznaczyłem, iż konstrukcję rys. 1 (według oznaczeń Szan. Krytyka) można uważać za równoważną w przybliżeniu z konstrukcją rys. 2, jeżeli uwzględniono w niej dostatecznie grube podkładki, wystarczającej średnicy, pod nakrętki od strony kołnierza, oraz o ile śruby, przyciskające kołnierz denka do kątownika, rozmieszczone są na dostatecznie małej podziałce. Tych jednak uwag, jako też i szeregu innych, gwoli zwężenia ramek obszernego referatu, w drukowanym artykule nie zamieściłem.

Jeżeli nie zostanie zachowany warunek nieodkształcalności kołnierza, to należy uwzględnić moment zginający w miejscu zamocowania denka, dzięki działaniu którego powstanie naprężenie rozciągające σ_1^{1} od strony naczynia.

Jaka jest wartość tego momentu?

W pierwszej chwili działania ciśnienia wewnętrznego, wzrastającego od zera do wartości ostatecznej, kiedy denko ma zaledwie tendencję do odkształcania się, moment należy obliczać, tak, jak to podaje Szan. Krytyk. Przy obliczeniu jednak $\sigma_1 : = \sigma + \sigma^1 + \sigma_1^1$, należałoby brać ciśnienie mniejsze od ciśnienia, dla którego denko jest przeznaczone. W miarę, bowiem, wyraźniejszego przybierania przez początkowo płaski kołnierz, kształtu ogólniejszej powierzchni obrotowej, nie można go rozpatrywać, jako składający się z oddzielnych wycinków, nie wywierających wzajemnie na siebie wpływu sąsiadującemi krawędziami.

Na poparcie słuszności mego sądu w tej sprawie, powołam się na działanie sprężyny Belleville'a, składającej się z krążków, (opatrzonych otworem), stożkowo wytłaczanych i na obliczenie płyty płaskiej, okrągłej, na obrzeżu zamocowanej. Uważałbym też sposób obliczenia wartości σ_1^1, proponowany przez Szan. Krytyka, uwzględniającego pełne ciśnienie robocze, za zbyt ostrożny, a niebranie w obliczeniu pod uwagę promienia zaokrąglenia (r), za zbyt ryzykowne, zwłaszcza przy małym stosunku $\left(\frac{r}{s}\right)$.

Zwróćmy ponadto uwagę na okoliczności, że już przy najmniejszem, byleby skończonem, odkształceniu kołnierza przy znajdywaniu naprężenia ścinającego, z którego Szan. Krytyk oblicza moment zginający, należałoby brać pod uwagę nie wielkość $p \cdot \frac{\pi D^2}{4}$ lecz $p \cdot \frac{\pi D_1^2}{4}$, co prowadzi do pewnej komplikacji w odszukaniu wartości momentu zginającego.

Jak więc należy obliczać σ_1^1?

Na razie nie wiem.

Jest to zagadnienie, któremu należałoby poświęcić oddzielne studjum, to też dopóki studjum takiego nie posiadamy, uważam, iż należy odradzać konstruktorom stosowania takiej konstrukcji w której zachodzi odginanie kołnierza, obliczenia jej bowiem, z punktu widzenia wytrzymałościowego, nie możemy być pewni.

Nastręcza mi się następujące rozumowanie dla przybliżonego obliczenia przypadku rozpatrywanego przez Szan. Krytyka.

I. Dla punktu, leżącego na okręgu podziałkowym.

1) Rozpatrzenie krążka o średnicy D_1 z otworem w środku o średnicy D, zamocowanego na obwodzie o średnicy D_1 i obciążonego równomiernie ciśnieniem p na całej powierzchni, czyli obciążonego całkowitą siłą: $p \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_1^2}{4} - \frac{D^2}{4}\right)$,

2) Rozpatrzenie tegoż krążka obciążonego siłą: $p \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4}$ równomiernie rozłożone na obwodzie o średnicy D.

3) Rozpatrzenie krążka obciążonego jedynie momentem m, o wartości chwilowo bliżej nieokreślonej, równomiernie rozłożonym na obwodzie o średnicy D.

II. Dla punktu leżącego na wygięciu, łączącym część sferyczną denka z kołnierzem, należałoby rozpatrzeć działanie momentu m. Oczywiście na działanie to, ma wybitny wpływ stosunek $\left(\frac{r}{s}\right)$.

Skombinowanie skutków trzech obciążeń (I), oraz porównanie momentów m w obydwu przypadkach (I) i (II), doprowadziłoby nas, przypuszczam, do rozwiązania o przybliżeniu, wystarczającem dla zastosowań technicznych.

Jest to jednak zadanie dość złożone, naogół trudne do samodzielnego rozwiązania dla konstruktora. Wystarczy tu tylko nadmienić, iż skutków działania trzech obciążeń (I), wyłamujących się z pod możności stosowania do nich zasady superpozycji, nie można wzajemnie dodawać z sobą przy wspomnianem kombinowaniu ich.

Cenne zabranie głosu przez Szan. Krytyka, doświadczonego konstruktora, przyczyni się niewątpliwie do dobra sprawy uogólnienia obliczenia denka talerzowego, którego próby zdaje się, w Polsce zostały zapoczątkowane.

Z. Klębowski.

Do listu p. inż. Klębowskiego.

W sprawie uwag autora artykułu zaznaczam krótko, co następuje.

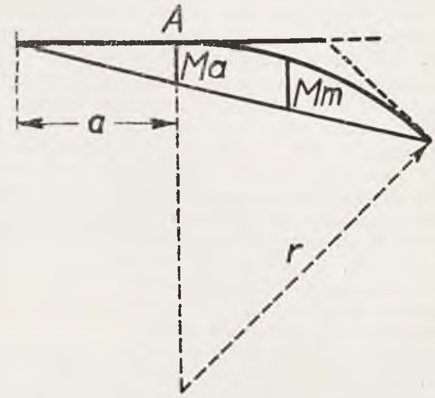
Praca autora stanowi cenny przyczynek do ustalenia granic naprężeń w denku talerzowem, określając naprężenie, miarodajne dla najmniejszej grubości denka, zakleszczonego w połączeniu A wyoblenia z płaskim kołnierzem, z *wyłączeniem* jego zginania, co da się osiągnąć przez nałożenie płaskiego pierścienia na kołnierz.

Nie można zgodzić się z autorem, ażeby to połączenie było wzgl. mogło być równorzędne z innemi, zwykle stosowanemi, — na śruby (z pierścieniami uszczelniającemi) lub nity (bez pierścieni), przyczem równorzędność nie da się osiągnąć nawet w przybliżeniu — dzięki pierścieniom uszczelniającym, szczególniej wąskim (od wewnętrznej strony naczynia). W tych wypadkach denko nie jest zakleszczone, lecz oparte przy połączeniu na śruby (z pierścieniami uszczelniającemi) na obwodzie koła śrub, wywołujących oznaczony w notatce moment zginający M_a, określający najwyższą granicę, której rzeczywiste naprężenie przy uwzględnieniu wygięcia kołnierza i naprężeń pierścieniowych nie przekroczą w A, a nawet wyobleniu przy małych kątach α i stosunku $\frac{s}{r} \leqq \frac{1}{5}$, dla którego momenty w wyobleniu bez uwzględnienia naprężeń pierścieniowych (stan $\sigma_2 = 0$) nie przekraczają M_a, co łatwo sprawdzić w każdym wypadku. Przy zastosowaniu nitów (w rzadkich wypadkach) denko jest zakleszczone na obwodzie koła śrub, co powoduje zmniejszenie momentu teoretycznie do 0,5 M_a zwiększonych w notatce do 0,6 M_a ze względu na osłabienie przekroju w zakleszczeniu przez otwory śrub.

Każdemu więc sposobowi połączenia denka z pierścieniem kątowym odpowiada inne naprężenie w A i inny sposób obliczenia; natomiast nie zawsze można dostosować konstrukcję do jednego sposobu obliczenia lub zrezygnować z użycia denek talerzowych dlatego, że dokładne ich obliczenie przy danej konstrukcji jest nieustalone lub trudne; w tym wypadku wystarcza przybliżony sposób wyznaczenia najwyższej granicy naprężeń — z pominięciem niepewnych czynników, zmniejszających naprężenie, jak w danym wypadku n. p. σ^1.

Sumowanie naprężeń ($\sigma_1{}^1$ i σ^1) przy założeniu obliczenia (bez uwzględnienia wygięcia kołnierza i naprężeń pierścieniowych) nie powinnoby budzić wątpliwości; przy odkształceniu kołnierza oba naprężenia zmniejszają się o wartość σ_r; różnica między niemi pozostaje. Sprawa sumowania jest bez znaczenia, skoro ostateczny wzór na σ_1 nie uwzględnia odkształcenia sferycznej części i odciążającego wpływu σ^1 i określa tylko naprężenie w A zakleszczonego w wyobleniu kołnierza, opartego (zawieszonego) na obwodzie koła śrub, wzgl. zakleszczonego, — przy redukcji momentu i naprężenia.

Dla uniknięcia niepewności co do zmiany naprężeń w wyobleniu można sprawdzić denko pg. przepisów niemieckich, wymagających obliczenia denka talerzowego, jak denka płaskiego $\left(\text{bez uwzględnienia } \frac{s}{r}\right)$ albo stosować kryterjum, zgodne z teoretycznemi założeniami i wynikami prób, pg. których momenty wzgl. naprężenia $\sigma_1{}^1$ $\left(\text{bez uwzględnienia } \frac{s}{r}\right)$ zmieniają się w wyobleniu, jak rzędne między krzywą kołnierza i wyoblenia a osią, łączącą końce kołnierza i wyoblenia.



Rzs. 1

O ile stwierdzi się, że przy jednowymiarowym stanie naprężeń ($\sigma_2 = 0$) *mom* $M_m > M_a$, można zmienić albo stosunek $\frac{s}{r}$ albo zwiększyć grubość s odpowiednio do M_m.

Przy dwuwymiarowym stanie naprężeń ($\sigma_1{}^1$ σ_2) zewnętrzno naprężenia $\sigma_1{}^1$ (rozciągające) zmniejszają się do

$$\sigma_{red} = \sigma_1 - (\mu\,\sigma_2) \text{ wzg.}$$

$$\sigma_{red} = \sigma_1{}^1\,(1 - \mu^2) \text{ w } A$$

zwiększając się wskutek wpływu $\frac{s}{r}$ do $\sigma_1{}^1\,\varphi = \sigma_1{}^1 \frac{r}{r - \frac{s}{2}}$

przy normalnym $\frac{s}{r} \leqq \frac{1}{5}$ wpływy te wzajemnie znoszą się.

Przy uwzględnieniu odciążającego wpływu σ^1 rzeczywiste naprężenia byłyby znacznie mniejsze od obliczonych. Jest to przybliżone kryterjum, dostateczne i dostępne dla każdego konstruktora.

Obciążenie denka oblicza się dla średnicy $D - a$ lub $D - 2a$ (przy uszczelnieniach), mało różniącej się od D, co zostało przyjęte dla uproszczenia wzoru.

Obliczenie autora wymagałoby uwagi i pewnej ostrożności dlatego, że daje bardzo małe grubości blach s, przy których w razie nieosiągnięcia założeń obliczenia (zakleszczenia denka w A) może nastąpić wzrost naprężeń do $\sigma_1{}^1$, a w konsekwencji jeżeli nie pęknięcie denka w wyobleniu, to silne odgięcie kołnierza i nieszczelność w jego połączeniu z pierścieniem kątowym. W przykładzie obliczenia denka, przytoczonym w artykule, wystarczałaby pg. wzoru autora grubość $s = 8$ *mm*, dla której $k = 770$ kg/cm^2 do 900 kg/cm^2.

Pg. podanego w notatce wzoru grubość winna wynosić w zależności od sposobu umocowania denka $s = 15$ do 20 *mm* przy $\sigma_1 = 850$ do 960 kg/cm^2.

Takiej samej grubości wymagają przepisy niemieckie.

KRONIKA TECHNICZNA

Inż. BROKOWSKI

Usuwanie dymienia kominów.

wg. The Engineer, grudzień 1932.

W czerwcu 1930 r. reprezentanci elektrowni angielskich wyłonili komisję dla zbadania środków stosowanych w Anglji i zagranicą celem usunięcia wyrzucania z kominów sadzy, popiołu, oraz cząstek żużla.

Komisja, poza krajowemi siłowniami, zwiedziła do maja 1931 r. około 20 zakładów w Niemczech i Francji. W grudniu 1932 r. komisja w oddzielnej broszurze ogłosiła raport streszczony w wymienionem piśmie.

Komisja uznaje, że praktyczne rozwiązanie usuwania części stałych z gazów kominowych jest całkowicie możliwe. Dla palenisk na pył węglowy najodpo-

wiejniejszym jest oddzielacz elektrostatyczny, stosowanie wody natomiast daje wyniki ujemne. Dla palenisk o rusztach mechanicznych w zasadzie nie potrzeba urządzeń do usuwania części stałych z gazów kominowych o ile zostaną spełnione pewne warunki konstrukcyjne oraz ruchu, w przeciwnym razie najodpowiedniejszym jest typ wielocyklonowy. Minimalną wysokością komina winna być dwu i półkrotna wysokość najwyższego punktu siłowni powiększona o pewną wysokość, zależnie od warunków lokalnych.

Stopniowanie wielkości ziarn pyłu przy pomocy normalnych sit jest zupełnie nieodpowiednie, gdyż nie daje pewnej miary dla ziarn poniżej 63 mikronów średnicy. Cząsteczki zaś od 20 mikronów średnicy w dół mogą być nie brane pod uwagę gdyż pozostają w zawieszeniu w powietrzu w zasadzie nieograniczenie długo.

100% sprawność urządzeń do usuwania pyłu z gazów kominowych polega na wydzieleniu wszystkich cząsteczek powyżej 20 mikronów średnicy. Spotykane instalacje wykazywały sprawność 85 — 90%. Jako normę, najniższą przyjęto 85%. Poniżej tej granicy uznano, że instalacja nie odpowiada celowi.

Zwiększenie obciążenia kotłów, szybkości przepływu gazów oraz momenty odmuchiwania rur wpływają znacznie na zwiększenie zawartości części stałych w gazach kominowych. To też komisja zwraca uwagę w swym raporcie na niedostateczny wgląd konstruktorów na osadzanie się popiołu i sadzy na powierzchni ogrzewalnej kotłów co ma miejsce przy małych szybkościach gazów w kanałach. Również odmuchiwanie powinno odbywać się znacznie częściej niż to się dzieje dotychczas.

Raport omawia metody obliczenia ilości popiołu wychodzącego do komina i uznaje że najodpowiedniejsze posiadają Niemcy.

Urządzenia do oddzielania części stałych z gazów kominowych dzielą się na dwie grupy: mokre i suche Do mokrych należą powierzchniowe (water film), rozpylaczowe i kombinowane (z obu poprzednich): suche obejmują cyklonowe i elektrostatyczne.

Przy systemie powierzchniowym gazy stykają się z powierzchniami pokrytemi cienką powłoką wody do której przywiera pył. Woda w tym wypadku, rozpylaną nie jest, i stwierdzono że nie nasyca sobą gazów. Urządzenia rozpylaczowe natomiast nasycają gazy wodą do tego stopnia, że nieraz koniecznem jest ustawienie dodatkowego urządzenia celem oddzielania wody od gazów kominowych.

W urządzeniach kombinowanych gazy spalinowe przechodzą najprzód przez system rozpylaczów a następnie przez odwadniacz powierzchniowy. W tym wypadku gazy nie są tak intensywnie nasycane wodą.

Przy powyższych urządzeniach koniecznem jest oddzielanie od wody części stałych celem dalszego jej użytkowania. Dokonywane jest to zapomocą osadników (minimum 2), filtrów lub innych urządzeń.

Urządzenia mokre powodują jednak konieczność zabezpieczenia od korozji części metalowych komina i dachu z powodu nagryzania przez kwasy. Użycie do tych celów wody morskiej powoduje jeszcze większe korozje. Urządzenia mokre wskutek chłodzenia gazów a zwłaszcza nasycania ich wodą powodują znaczny nieraz spadek ciągu w kominie.

Do suchych urządzeń należy w pierwszym rzędzie cyklon. Sprawność jego zależy od szybkości gazów w cyklonie zależnej zresztą od szybkości wentylatora. Z tego powodu wraz ze zmniejszeniem obciążenia kotła sprawność cyklonu się zmniejsza. Aby temu zapobiedz urządzenia te budowane są jako wielocyklonowe, składające się z kilku cyklonów różnej wielkośc, połączonych równolegle i włączanych w zależności od obciążenia kotła.

Według zdania komisji cyklon pojedynczy zdolny jest do oddzielania cząstek do 40 mikronów średnicy, i działanie jego jest niedostateczne.

Typ elektrostatyczny należący do systemu suchych oddzielaczy działa w następujący sposób. Gazy przechodzą rurami lub między blachami t. zw. elektrodami oddzielacza. Są one uziemione. U dołu w osi rur lub między blachami umieszczone są serje elektrod rozładowujących, któremi mogą być druty lub pręty zaopatrzone w ostrza o wysokiem napięciu ujemnem w granicach 60000 — 70000 *V*. W wyniku następuje ciche wyładowanie w formie krzaka co można zaobserwować jako jarzenie otoczone koroną. Każda cząstka stała lub płynna zawarta w gazach zostaje zjonizowana i znajduje się w polu elektrostatycznem między elektrodami. Cząsteczki wędrują następnie do elektrod uziemionych i, oddając im swój ładunek elektryczny opadają do znajdujących się poniżej silosów.

Wysokie napięcie otrzymuje się dzięki transformatorowi oraz przetwornicy. Zużycie mocy wynosi 2 *kWh* na miljon stóp³ (28000 m^3) gazu oczyszczonego. W kilku badanych przez komisję instalacjach zebrany w ten sposób drobny pył pakowano w papierowe worki dla sprzedaży, dzięki istniejącemu zapotrzebowaniu.

Porównanie kosztów oraz charakterystykę poszczególnych systemów dla pewnej wielkości instalacji kotłowej podaje poniższa tabelka.

Typ	Kapitał Zakład. £	% od kapit.	Koszt ruchu	Koszt konserwacji	Koszt strat ciągu	Koszty ogólne roczne	Zapotrzeb. przestrzeni		Strata ciągu *mm* sł-w.	Temp. wylot gazów.
							m^2	m^3		
Powierzchniowe „water film“ (z osadnikami)	3358	336	123	100	151	710	260	424	19	49°
dtto (z filtrem)	6308	631	442	200	151	1424	139	651	19	49°
Kombinowane powierzchniowe z rozpylaczem (z osadnikiem) . . .	3450	345	123	100	201	769	278	708	25	60°
dtto (z filtrem)	6400	640	442	200	201	1483	232	952	25	60°
Elektrostatyczny	6000	600	190	50	50	900	91	1161	6,35	121°
Wielocyklonowy	3420	342	75	60	395	873	84	1307	51	121°

Liczby oznaczające koszt wyrażają funty szterl. £.